

Д.В. БИБИК, ученый секретарь, КП ХКБМ (г. Харьков),
О.И. ДЕРКАЧ, НТУ «ХПИ», **В.А. ФЕДОРОВ**, НТУ «ХПИ»,
И.В. ЯЛОВЛ, НТУ «ХПИ»

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ СОВМЕСТНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ, СОЕДИНЕННЫХ ПОСРЕДСТВОМ ТЕЛ КАЧЕНИЯ

Оцінюючи за методом скінчених елементів напружено-деформований стан деталей, що мають багато точок торкання, виникає необхідність побудови розрахункових моделей чималого обсягу, для розв'язання яких потрібні потужні багатопроцесорні комп'ютерні системи. Пропонована методика дає змогу провести чисельне дослідження таких конструкцій без залучення потужних обчислювальних систем. Також наведено порівняння результатів чисельних та аналітичних розрахунків.

Performing a strain and stress analysis of parts being in multiple contact via finite-element method, it is necessary to build a sizeable computer model. Very often the model can be solved only by high-powered computer system. The offered procedure allows to perform such an analysis with conventional computers. Also the result comparison of both analytical and numerical calculations is presented.

Постановка проблемы. В инженерной деятельности иногда возникают задачи, когда необходимо исследовать совместную работу нескольких тел как единой системы. Одним из аспектов такого изучения является анализ совместного деформирования тел, которые в нее входят. При этом существует ряд конструкций, где вращающиеся детали соединены с неподвижными посредством подшипников различных видов. Как правило, подшипники являются стандартизованными деталями, а их теория и методы расчетов хорошо развиты и изучены [1]. Однако встречаются объекты, подвижное соединение которых имеет конструктивные особенности, ограничивающие применимость известных расчетных формул.

Одним из примеров таких конструкций является радиально-поршневая гидрообъемная передача (ГОП) с шариковыми поршнями типа ГОП-900, в которой подвижные части – роторы гидронасоса (рис. 1, поз. 3) и гидромотора (рис. 1, поз. 4) через опорные ролики (рис. 1, поз. 6) опираются о неподвижную часть – цапфы блока цапфенных распределителей (БЦР) (рис. 1, поз. 5).

При работе ГОП недопустимым событием является касание поверхности цапфы блока цапфенных распределителей с поверхностью ротора. Такое касание вызывает лавинообразный рост температуры деталей в окрестности контакта, что за очень короткое время (единицы секунд) приводит к заклиниванию ГОП [2,3]. Для обеспечения безаварийной работы ГОП, ротор установлен на цапфу с некоторым зазором, выбираемым исходя из 2 взаимоисключающих ограничений. С *одной стороны*, зазор должен быть достаточно большим для гарантии отсутствия контакта, с *другой стороны* –

должен быть достаточно малым для снижения объемных потерь в ГОП [4]. Величина зазора как конструктивный параметр может быть выбрана по результатам исследования совместного деформирования цапфы и ротора при различных рабочих режимах, и соответствующих им нагрузках.



Рисунок 1 – Основные элементы передачи ГОП-900 (1/2 часть конструкции, осевое сечение):

1 – корпус гидротрансмиссии; 2 – шариковые поршни; 3 – ротор гидронасоса; 4 – ротор гидромотора; 5 – блок цапфенных распределителей; 6 – опорные ролики.

Для исследования работы ГОП используется квазистатический подход, согласно которому исследуется напряженно-деформированное состояние (НДС) деталей ГОП под действием статической нагрузки, соответствующей мгновенному значению динамической нагрузки в некоторые моменты времени.

Наиболее распространенным методом анализа реальных механических конструкций является метод конечных элементов (МКЭ), однако постановка и решение «в лоб» задачи о совместном деформировании ротора и БЦР даже на очень мощных компьютерах затруднительна. Для этого требуется одновременное решение контактной задачи теории упругости для каждого из 160 опорных роликов, входящих в гидротрансмиссию, что вызывает значительные трудности для сходимости вычислительной процедуры. Поэтому *очень актуальным* является разработка специальной методики, которая позволила бы преодолеть указанные проблемы.

Анализ публикаций. В литературе [5] описаны приближенные аналитические зависимости для оценки радиальной жесткости подшипника качения в целом:

$$J = \frac{F_r}{d_r}, \quad (1)$$

где J – радиальная жесткость подшипника в узле;

F_r – радиальная нагрузка на опору;

d_r – радиальная податливость подшипника под нагрузкой.

При этом

$$d_r = d_r' + d_r'', \quad (2)$$

где d_r' – радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения;

d_r'' – радиальная податливость в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса.

Для радиального однорядного подшипника с короткими цилиндрическими роликами в качестве тела качения и при отсутствии натяга/зазора, соотношение (2) примет следующий вид:

$$d_r = 2,6 \left(\frac{F_r}{z} \right)^{0,9} \frac{1}{l^{0,8}} + \frac{4F_r}{pdB} \left(1 + \frac{d}{D} \right), \quad (3)$$

где F_r – радиальная нагрузка на опору;

z – количество роликов;

l – длина ролика;

d, D, B – соответственно, внутренний, наружный, диаметры и ширина подшипника.

Также в [5] приведены зависимости для определения контактной деформации (в миллиметрах) ролика и колец подшипника, т.е. сближения соприкасающихся тел под действием нормальной нагрузки

$$d = 3 \cdot 10^{-4} \frac{Q^{0,9}}{l^{0,8}}, \quad (4)$$

где Q – сжимающая сила, действующая на контактирующие поверхности.

Как видно, приведенные аналитические выражения не дают возможности определить характер распределения радиальной податливости по каждому ролику, входящему в подвижное соединение БЦР и ротора. Формула (3) позволяет определить жесткость подшипниковой опоры в целом, с учетом вклада деформации всех тел качения, входящих в него, но вместе с тем она не учитывает влияние диаметра тела качения на величину радиальной податливости, что ограничивает ее применимость для

нестандартных соединений. А формула (4) учитывает деформацию контактирующих тел только в месте контакта, без учета деформации самого ролика от действия сжимающей силы Q .

Постановка задачи и цель. Целью данной работы является разработка и проверка методики, позволяющей моделировать совместное деформирование тел, соединенных посредством тел качения.

Чтобы избежать необходимости решения по МКЭ совокупности контактных задач для каждого опорного ролика, представляется возможным заменить их действие специальными конечными элементами, работающими на сжатие, и имеющими характеристику жесткости, идентичную такой же характеристике ролика. При этом идею предлагаемой методики можно представить в виде следующего *алгоритма*:

1. Моделирование тела качения заданной геометрии и размеров
2. Задание контакта, где тело качения является деформируемым, а сжимающие поверхности – жесткими.
3. Проведение серии расчетов НДС тела качения в необходимом диапазоне значений сжимающей нагрузки, и получение его упругой характеристики.
4. Объявление специального конечного элемента, имеющего полученную нелинейную упругую характеристику.
5. Замена тел качения в исходной КЭ-модели конструкции на специальные упругие конечные элементы.

Методика моделирования. Для исследования характеристики жесткости опорного ролика используются 2-мерные конечноэлементные модели с сетками разбиения различной плотности. В обоих моделях ролик сжимается между 2 жесткими поверхностями, имеющими такую же кривизну, как и соответствующие поверхности в реальной конструкции. Диаметр ролика – 10 мм, толщина ролика – 10 мм.

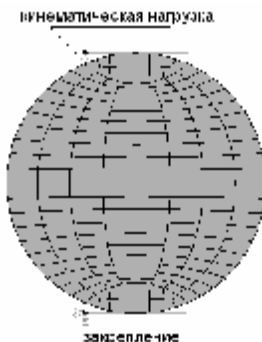


Рисунок 2 – Модель для исследования характеристики жесткости ролика

Сетка №1 (базовая) содержит 188 элементов со средним размером 0,5 мм; сетка №2 (густая) содержит 760 элементов со средним размером 0,24 мм.

К модели прикладывались кинематические граничные условия по ведущим узлам (master-node) контактных поверхностей. Нижняя поверхность была закреплена, верхней – задавалось перемещение v в направлении сжатия ролика в диапазоне от 10^{-6} м до $6 \cdot 10^{-4}$ м. В качестве результата сохранялись значения силы реакции в ведущем узле верхней поверхности.

Для решения контактной задачи использовался алгоритм расширенного метода Лагранжа (Augmented Lagrange method), стандартная модель контакта, устранен начальный зазор между контактирующими поверхностями.

По результатам расчетов на разных сетках построены упругие характеристики ролика, представляющие собой зависимость силы сопротивления от величины сжатия ролика, которые приведены на рис. 3.

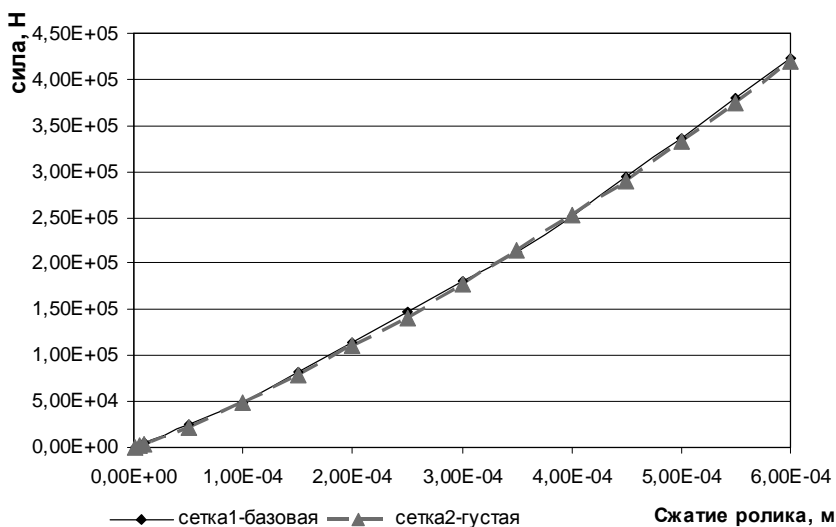
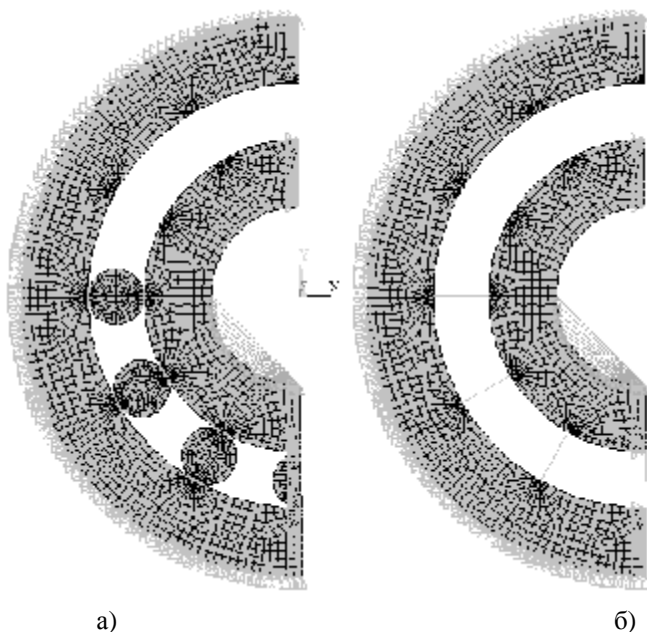


Рисунок 3 – Упругая характеристика ролика

Усредненная разница результатов расчетов, полученная на 2 сетках элементов разной величины, составила 2,04 % при кинематической нагрузке, начиная со значения нагрузки 10^{-4} м.

Полученная упругая характеристика ролика используется для описания специального конечного элемента, имеющего нелинейные упругие свойства. Так, в программном комплексе ANSYS – это элемент COMBIN39, для которого упругая характеристика задается в его реальных константах.



а)

б)

Рисунок 4 – Тестовая модель для оценки радиальной жесткости подшипника:

а) решается контактная задача;

б) ролики заменены упругими элементами.

Проверка такого подхода осуществлялась при помощи тестовой задачи, в которой исследовалась радиальная жесткость роликового подшипника в целом (рис. 4). Задача решалась в плоской постановке – используя свойства симметрии, рассматривалась $\frac{1}{2}$ часть конструкции. Внешнее кольцо подшипника закреплено, часть узлов, принадлежащих внутренней поверхности внутреннего кольца подшипника сопряжены по вертикальным перемещениям, и к ведущему узлу прикладывается радиальное усилие в вертикальном направлении. Действие отброшенной части моделируется приложением симметричных граничных условий по линии сечения колец подшипника и тела качения. Кроме того, радиальная нагрузка составляет половину от своего номинального значения, а также упругий элемент, соответствующий нижнему ролику, имеет в 2 раза менее жесткую упругую характеристику. Поскольку из литературы [1,5] известно, что при радиальном нагружении подшипников часть тел качения не несет нагрузку, они отсутствуют в расчетных моделях.

Сравнение результатов расчета тестовой модели показало близость результатов для варианта с решением контактной задачи для тел качения, и для варианта с упругими элементами (рис. 5). На этом же рисунке приведены результаты расчета радиальной жесткости подшипника по формуле (3),

которые показывают существенное расхождение с результатами расчета по МКЭ.

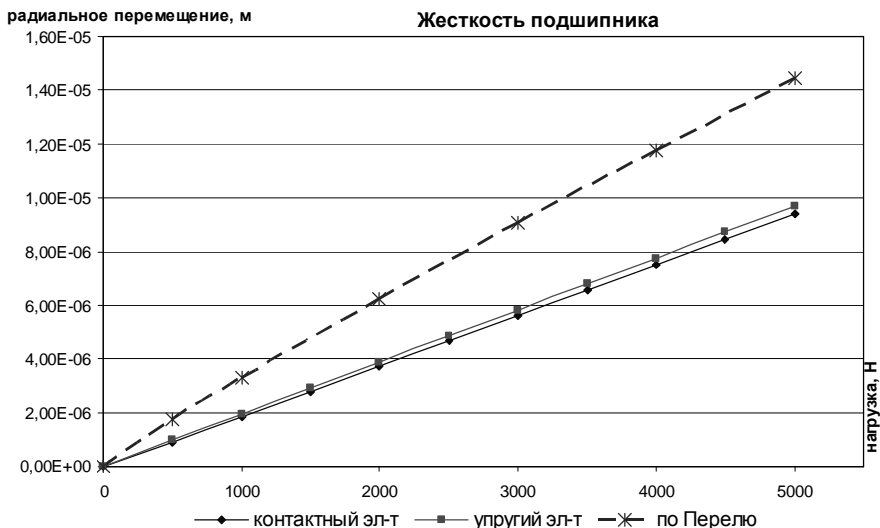


Рисунок 5 – Сравнительные графики радиальной жесткости подшипника в целом

Выводы. Разработанная и описанная в статье экономичная расчетная схема позволяет, сохраняя точность, значительно сократить вычислительные затраты при оценке напряженно-деформированного состояния деталей, соединенных посредством тел качения. Предложенная методика планируется к использованию для дальнейших исследований прочности элементов гидропередачи ГОП-900.

Список литературы: 1. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. / Л.Я. Перель, А.А. Филатов – М: Машиностроение, 1992.– 606 с. 2. Бирик Д.В. К вопросу о гидрообъемной механической трансмиссии / Д.В. Бирик // Интегровані технології та енергозбереження.– 2008 – N2.– С.67–71. 3. Аврунин Г.А. Исследование объемной гидропередачи с шариковыми поршнями / Г.А. Аврунин, Д.В. Бирик, И.В. Кабаненко // 36. наук. праць – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – Вип. 73. – С. 139–145. 4. Теоретическое обоснование и выбор конструктивных параметров радиально-поршневых гидромашин, работающих в составе ГОМТ гусеничных машин и разработка системы автоматического управления движением гусеничных машин с ГОМТ / Научно-технический отчет. Харьков: НПО «Политехник», 2000. – 242 с. 5. Бейсельман Р.Д. Подшипники качения: Справочник. 6-е изд. / Р.Д. Бейсельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель – М.: Машиностроение, 1975.– 574 с.

Поступила в редколлегию 23.09.2010